

0718778-1

На правах рукописи

**Шайхутдинов Александр Зайнетдинович**

**Повышение энергетических показателей проточных  
частей нагнетателей газоперекачивающих агрегатов,  
применяемых на предприятиях ОАО "Газпром"**

**Специальность**

**05.04.06 – вакуумная, компрессорная  
техника и пневмосистемы**

**Автореферат**

**диссертация на соискание ученой  
степени кандидата технических наук**

**Казань, 2000**

Работа выполнена в Казанском Государственном технологическом университете и ЗАО "НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа"

Научные руководители:

член-корреспондент  
АН Республики Татарстан,  
доктор технических наук,  
профессор В.А.Максимов

Доктор технических наук,  
профессор И.Г.Хисамеев

Официальные оппоненты:

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА  
КФУ



0000947702

член-корреспондент  
АН Республики Татарстан,  
доктор технических наук,  
профессор А.П.Тунаков

доктор технических наук  
профессор А.В.Фафурин

Ведущее предприятие: НПО "Искра" (г.Пермь)

Защита состоится " 13 " апреля 2000 г. в " 14. " часов на заседании диссертационного совета К 063.37.05 в Казанском государственном технологическом университете по адресу: 420015, г.Казань, ул.К.Маркса, 68.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке КГТУ.

Отзывы на автореферат, заверенные печатью, просим направлять по адресу: : 420015, г.Казань, ул.К.Маркса, 68 диссертационный Совет К 063.37.05.

Автореферат разослан "2 " марта 2000 г.

Ученый секретарь  
Диссертационного Совета,  
К 063.37.05

кандидат технических наук, доцент

М.Б.Хадиев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Протяженность магистральных газопроводов ОАО "Газпром" составляет более 150 тыс.км, на них установлено более 4-х тысяч газоперекачивающих агрегатов (ГПА) различной мощности и конструкции. Непрерывный рост системы газопроводов, а так же реконструкция уже действующих компрессорных станций (КС) по причине изменения технологических параметров, морального старения и физического износа оборудования требует создания новых ГПА. На сегодняшний день около 11% мощностей ОАО "Газпром" имеют наработку более 100 тыс.час. Около 9% добываемого газа расходуется на привод компрессоров ГПА. Таким образом, снижение энергозатрат на транспорт газа является важнейшей и актуальнейшей задачей. Настоящая работа посвящена созданию новых высокоэффективных проточных частей для нагнетателей ГПА нового поколения, исследованию их характеристик, а также решению вопросов унификации проточных частей.

### Цель работы:

1. На основе комплексных расчетно-теоретических и экспериментальных исследований создать новые высокоэффективные проточные части для нагнетателей ГПА нового поколения.
2. В плане решения проблемы унификации проточных частей, разработать сменные проточные части (СПЧ), которые должны встраиваться в корпуса штатных нагнетателей ГПА и удовлетворять изменившимся условиям технологического процесса. Создать СПЧ для нагнетателя, которая обеспечивала бы получение степени повышения давления 1,7 вместо 1,44, которую обеспечивает штатная проточная часть.

**Задачи исследования.** Для достижения поставленных целей необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать системный подход к проектированию рядов нагнетателей для линейных ГПА. На его основе сформировать требования на разработку специального ряда ступеней для нагнетателей ГПА мощностью 12 и 16 МВт.
2. Выбрать математическую модель и провести комплекс методических исследований с целью идентификации выбранной математической модели к условиям задач, решаемых в рамках данной работы.
3. С использованием расчетно-теоретических методов спроектировать проточную часть для нагнетателей ГПА с высокими значениями КПД в требуемом диапазоне работы.
4. Выполнить экспериментальные исследования спроектированных ступеней сжатия с целью получения их реальных газодинамических характеристик.
5. Разработать методику создания СПЧ. Спроектировать СПЧ, которая

обеспечила бы степень повышения давления равную 1,7 при работе ее в штатном корпусе нагнетателя, по сравнению с 1,44 при работе нагнетателя со штатной проточной частью.

1. Выполнить экспериментальные исследования разработанных СПЧ как на газодинамических стендах, так и в натурных условиях реальной КС. Разработать соответствующие рекомендации.

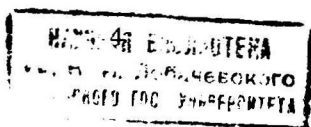
#### **Научная новизна.**

1. Разработан системный подход к проектированию нагнетателей ГПА линейных КС
2. Выполнена идентификация математической модели к условиям задачи, решаемой в рамках данной работы. Получены эмпирические коэффициенты.
3. Спроектированы ступени сжатия с повышенными значениями КПД для нагнетателей нового поколения ГПА. Экспериментально подтверждена правильность результатов, полученных расчетно-теоретическим путем, и использованной методики проектирования.
4. Разработана методика создания СПЧ. Спроектирована и создана СПЧ на степень повышения давления 1,7 вместо 1,44, которую обеспечивает штатная проточная часть. Экспериментальными исследованиями как на стендах, так и в натурных условиях при работе СПЧ на реальной КС в составе ГПА-Ц-16 подтверждена правильность разработанных методик.

**Практическая ценность.** Использование разработанных в данной работе методов проектирования ступеней сжатия способствует созданию нагнетателей ГПА с высокими значениями КПД в широком диапазоне работы, решению проблем унификации нагнетателей, что имеет огромное значение. Применение разработанных методик многовариантных расчетов значительно сокращает затраты времени и средств на создание, экспериментальные исследования и доводку ступеней сжатия и самих нагнетателей для ГПА.

#### **Реализация работы в промышленности.**

1. Методическая часть данной работы внедрена в практику проектирования нагнетателей в ЗАО "НИИ турбокомпрессор".
2. Разработанные в данной работе ступени использованы в нагнетателе ГПА-16 "Волга". Данный нагнетатель относится к машинам нового поколения. Он имеет высокоэффективную проточную часть, ротор, вращающийся в электромагнитных опорах. Нагнетатель оснащен "сухими" газодинамическими уплотнениями и приводится от газотурбинного двигателя с помощью "сухой" муфты. Нагнетатель изготовлен в ОАО "Казанькомпрессормаш", прошел полный цикл заводских испытаний, в результате которых полностью подтвердились его проектные характеристики и в настоящее время смонтирован в составе ГПА-16 "Волга" на КС "Помарская", где проходят испытания полнокомплектного ГПА (газопровод Уренгой-Помары-Ужгород).





3. Разработанные в данной работе СПЧ изготовлены в ОАО "Казанькомпрессормаш" в количестве более 10 штук и успешно эксплуатируются на компрессорных станциях "Уренгойгазпрома", "Тюменьтрансага", Ямбурга. Результаты испытаний и промышленной эксплуатации полностью подтвердили расчетные характеристики.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались на международных симпозиумах "Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования" (Санкт-Петербург, СПбГТУ в 1997, 1998, 1999 г.), международной научно-технической конференции по компрессорной технике (г.Казань. 1998 г.).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано девять печатных работ.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и пяти приложений. Работа изложена на 223 страницах машинописного текста, содержит 23 таблицы, 96 рисунков. Список литературы включает 45 наименований. Акты внедрения разработок приведены в приложениях № 4 и №5.

### **Краткое содержание работы**

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель исследования, описана структура и объем работы.

**Первая глава** диссертации носит обзорно-постановочный характер и состоит из семи разделов. В первом разделе рассматриваются состояние и перспективы развития газовой промышленности России. Отмечается, что предприятия ОАО "Газпром" обеспечивают развитие и эксплуатацию Единой системы газоснабжения, которая включает 69 действующих газовых и газоконденсатных месторождений, около 150 тыс.км магистральных газопроводов. В состав этой системы входит 688 компрессорных цеха, в которых установлено более четырех тысяч ГПА общей мощностью более 40 млн.КВт. По плану развития отрасли в период до 2015 года намечено строительство еще около 38 тыс.км газопроводов большого диаметра и около 240 компрессорных станций. Намечено также выполнить большой объем работ по реконструкции газотранспортных систем. В ближайшие 5 лет необходимо реконструировать более четырех тыс.км газопроводов и 114 компрессорных станций общей мощностью 15 тыс.МВт. Намечается также увеличение экспорта природного газа в страны ближнего и дальнего Зарубежья. Для решения проблем, стоящих перед газовой отраслью страны, необходимо значительное увеличение парка ГПА.

**Во втором разделе** рассмотрено состояние транспорта газа в ОАО "Газпром", систематизированы данные по структуре парка ГПА и оформлены в виде таблицы. Отмечается, что в соответствии с ростом потребности народного хозяйства в природном газе объемы его добычи и транспорта непрерывно растут. С перемещением главной сырьевой базы на Север Тюменской области потребовалось строительство мощных сверхдальних магистральных газопроводов

диаметром 1420 мм и создание ГПА повышенной единичной мощности и производительности. Особо остро встали вопросы снижения энергозатрат на транспорт газа, обеспечения соответствия выбросов ГПА постоянно ужесточающимся экологическим нормам. Главный путь решения этой задачи – замена устаревших низкокэффективных ГПА на машины нового поколения.

**В третьем разделе** рассмотрены особенности применения ГПА в технологических процессах реализуемых в газовой отрасли: магистральном транспорте газа (на линейных КС), дожимных КС (ДКС), станциях подземного хранения газа (СПХГ), в процессах обратной закачки газа в пласт (сайклинг-процесс). Сформулированы основные требования к ГПА применяемым в этих процессах.

**В четвертом разделе** обобщены предложения зарубежных фирм по поставкам газотурбинных установок.

**В пятом разделе** рассмотрены предложения отечественных производителей ГПА. В стране имеется мощный научно-технический и производственный потенциал, на который ОАО "Газпром" опирается при реализации своей программы по обеспечению отрасли современным высокоэффективным оборудованием. Реализация программы позволит сократить потребление природного газа, идущего на привод компрессоров, на 25÷30%, повысить надежность транспорта газа, в несколько раз снизить выбросы вредных веществ в атмосферу. Важное место в указанной программе занимают работы по совершенствованию конструкции и повышению эффективности нагнетателей ГПА (газовых компрессоров).

Проведенный в работе анализ показывает, что НИИ и КБ, кафедры ведущих ВУЗов активно работают над совершенствованием методов проектирования, созданием принципиально новых узлов, таких как "сухие" газодинамические уплотнения, магнитные опоры ротора и т.д. Внедрение этих разработок позволит создать ГПА с принципиально новыми качествами.

**В шестом разделе** приведен анализ состояния вопроса по кооперированному (совместному) производству ГПА Российскими предприятиями с рядом инофирм. Наряду с положительными сторонами этого сотрудничества констатируется факт, что эти производства строятся на базе серийных технологий и оборудования и практически исключается работа над перспективными разработками.

**В седьмом разделе** на основании проведенного анализа формулируются основные выводы, цели работы и задачи исследования.

**Вторая глава** посвящена разработке газодинамических схем нагнетателей для линейных КС. Предложен системный подход к проектированию нагнетателей, который позволяет установить взаимосвязь проектных параметров и их влияние на конструкцию установки "нагнетатель-двигатель". В данной главе обобщена вся реальная совокупность нагнетателей природного газа используемых в настоящее время на предприятиях ОАО "Газпром" в составе различных ГПА. Данные представлены в таблице 1.

Таблица 1

Тип нагнетателя (изготовитель)	N <sub>к</sub> , МВт	π	P <sub>к</sub> , МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	n, с <sup>-1</sup> (об/мин)
235-21-1 (НЗЛ)	9,4	1,43	7,45 (76)	80 (4800)
650-21-2 (НЗЛ)	25,2	1,43	7,45 (76)	61,7 (3700)
М-16-75 (УТМЗ)	16	1,27	7,45 (76)	76,7 (4600)
НЦ-6,3/56-1,45 (СНПО им.Фрунзе)	6,3	1,45	5,5 (56)	136,7 (8200)
НЦ-6,3/76-1,45 (СНПО им.Фрунзе)	6,3	1,45	7,45 (76)	136,7 (8200)
НЦ-16/56-1,44 (СНПО им.Фрунзе)	16,0	1,44	5,5 (56)	88,3 (5300)
НЦ-16/76-1,44 (СНПО им.Фрунзе)	16,0	1,5	7,45 (76)	88,3 (5300)
759-Р-3 (Дрессер Кларк)	24,4	1,5	7,35 (75)	66,7 (4000)
3630/30 (ДеЛаваль)	24,4	1,5	7,35 (75)	66,7 (4000)
РД-6-8 (Крезол-Луар)	24,4	1,5	7,35 (75)	66,7 (4000)
PCL-1002/40 (Нуово-Пиньоне)	26,0	1,5	7,45 (76)	77,8 (4670)
RF-288-30 (Купер-Бессемер)	16,0	1,5	7,45 (76)	103,3 (6200)
СДР-224 (Ингерсол-Рэнд)	9,8	1,5	7,45 (76)	103,3 (6200)
PCL-802/24 (Нуово-Пиньоне)	10,7	1,5	7,45 (76)	103,3 (6200)

Сформулированы обобщенные требования к нагнетателям, применяемым в различных технологических процессах отрасли. Сформулированы требования к степени унификации компрессоров с тем, чтобы путем простой замены проточной части обеспечить различные степени повышения давления в компрессоре, исходя из того, что центробежные нагнетатели ГПА различных мощностей размерно подобны между собой и образуют унифицированный ряд неохлаждаемых односекционных компрессоров со стандартизованными элементами. Из рас-

смотрения выражения для мощности на валу нагнетателя следует, что объемная производительность компрессора определяется только мощностью привода  $N$  и прямопропорциональна ей, при одинаковых  $\pi_k$  и  $P_k$ . Из рассмотрения выражения для коэффициента расхода  $\Phi_0$  следует, что при постоянных оборотах приводного двигателя  $n$  имеется линейная зависимость  $\Phi_0 \cdot D_2^3 = f(V_{вс})$ . Т.к. оптимальное значение политропного КПД зависит от  $\Phi_0$ , то можно определить оптимальные сочетания  $\{D_2 \cdot n\}$  с позиции получения оптимального  $\eta_{пол}$  для каждого варианта.

Используя выражение для политропной работы нагнетателя состоящего из  $S$  равнонагруженных ступеней, учитывая, что природный газ в различных трубопроводах имеет примерно одинаковые теплофизические свойства, принимаем  $R=idem$ . Приняв значение  $\eta_{пол}=0,84$  в качестве оптимального значения для линейных нагнетателей, при постоянных  $\pi_k$  и  $S$  имеем  $\Psi = f(U_2^2)$ . Т.к. для нагнетателей ГПА значения  $U_2$  изменяются в узком диапазоне, то  $U_2 \approx const$ , и для каждого  $\pi_k$  можно определить вполне конкретные сочетания  $\{\Psi \cdot S\}$ . С использованием вышеизложенных соображений была построена номограмма приближенного расчета нагнетателей.

Номограмма позволяет найти предельную по мощности производительность нагнетателя  $V_{вс}$ , и по ней в области  $\Phi_0=0,03 \div 0,12$ , по заданной частоте вращения ротора, определить  $D_2$  и  $S$ .

Далее, принимая за расчетное значение  $\eta_{пол}=0,84$  и граничные значения для  $\Phi_0$  от 0,05 до 0,11, а для  $\Psi$  от 0,38 до 0,55, можно получить зависимости  $n = f(D_2)$  для модификаций нагнетателей с любым фиксированным значением мощности привода. Результаты расчетов для двух вариантов представлены на рис.1 и 2.

На рис.1  $N=16$  МВт, число ступеней  $S=3$  в данной модификации для  $\pi_k=1,44$  и число ступеней  $S=2$  для модификации  $\pi_k=1,35$ . На рис.2 для  $N=12$  МВт, число ступеней  $S=2$  для всех  $\pi_k$ .

Заметим, что в границах  $[m \ b \ n \ g]$  для  $N=16$  МВт и  $[amng]$  для  $N=12$  МВт будет соблюдаться условие оптимальности  $\Phi_0$  и  $\Psi$  при изменении  $n$  и  $D_2$ .

Изложенная выше методика была применена при проектировании нагнетателей мощностью 12 МВт и 16 МВт и отношением давлений  $\pi_k=1,35$  и  $\pi_k=1,44$  на конечное давление  $P_k=7,45$  МПа и 5,5 МПа. На основании описанных предварительных проработок были выбраны сочетания диаметров  $D_2$  и  $n$  в зоне оптимальных значений  $\Phi_0$  и  $\Psi$  для всех нагнетателей, имеющих одинаковую мощность привода. Параметры и геометрические размеры нагнетателей представлены в табл.2.

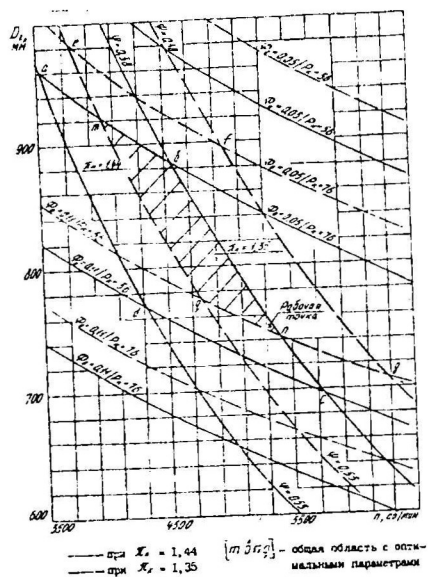


Рис.1 Области оптимальных параметров модификаций нагнетателя мощностью привода 16 МВт

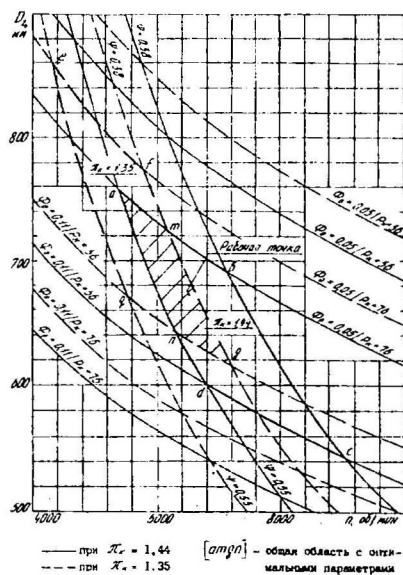


Рис.2 Области оптимальных параметров модификаций нагнетателя мощностью привода 12 МВт

Таблица 2

N, МВт	$\pi_k$	$P_k$ , МПа, (кгс/см <sup>2</sup> )	$v_{вс}$ , м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /мин)	$D_2$	$n$ , с <sup>-1</sup> (об/мин)	S	$u_2$ , м/с	$\psi$	$\Phi_0$
16	1,44	7,45 (76)	6,61 (400)	0,750	88,3 (5300)	3	208	0,38÷0,4	0,07÷0,06
		5,5 (56)	8,66 (520)					0,38÷0,4	0,093÷0,08
	1,35	7,45 (76)	7,41 (445)			2		0,39	0,08÷0,068
		5,5 (56)	9,83 (590)					0,4÷0,42	0,106÷0,09 1
12	1,44	7,45 (76)	4,75 (285)	0,675	108,3 (6500)	2	230	0,48÷0,5	0,06÷0,05
		5,5 (56)	6,5 (390)					0,49÷0,5	0,08÷0,07
	1,35	7,45 (76)	5,5 (330)					0,4	0,07÷0,06
		5,5 (56)	7,33 (440)					0,4÷0,41	0,09÷0,08

Как видно из таблицы, для получения требуемых параметров нагнетателей, а именно: максимальной производительности при полной нагрузке привода по мощности, максимального КПД, заданных отношений давлений при заданных оборотах ротора, необходимо спроектировать специальный ряд ступеней. Это является одной из задач, решаемых в данной работе.

**Третья глава** посвящена разработке ступеней сжатия с повышенными энергетическими характеристиками. Оценочные расчеты, выполненные в главе 2 показали, что для создания предполагаемых нагнетателей нового поколения, необходимо иметь ступени со следующими безразмерными характеристиками: "низконапорные" с  $\Psi^*=0,37\div0,45$  и  $\Phi_0=0,052\div0,11$ , "высоконапорные" с  $\Psi^*=0,45\div0,51$  и  $\Phi_0=0,046\div0,134$ . Среди ступеней, имеющих в нашем распоряжении, ступени с требуемыми параметрами отсутствовали. В данной работе разработан ряд базовых ступеней различного типа: всасывающего, промежуточного, концевое. Непрерывность поля параметров в указанных пределах обеспечивается "подрезкой" базовых ступеней по ширине каналов и диаметру рабочих колес.

Расчетно-теоретические исследования основывались на математической модели, разработанной в КГТУ (КАИ) и реализованной в виде программного комплекса. Комплекс включает одномерную математическую модель центробежного компрессора, а также ряд модулей, позволяющих рассчитать характеристики ступеней, выполнить идентификацию и оптимизацию. Размеры ступеней определялись с использованием процедуры оптимизации, в качестве функции цели был принят политропный КПД при условии обеспечения заданных значений  $\Phi_0$ ,  $\Psi^*$ ,  $M_u$ . Для обеспечения заданной формы характеристики и тре-

требуемого запаса устойчивой работы ступени, дополнительно накладывалось условие получения необходимого  $\Psi^*$  в точке с  $\Phi_0$ , составляющем 80% от его значения на расчетном режиме.

Предварительно был выполнен большой комплекс методических работ по идентификации математической модели. При разработки ступеней в качестве прототипов были выбраны ступени фирмы "Дрессер" (США) близкие по параметрам и форме характеристик (ступени из ряда ХХЗ С, D, E, F), для которых имеется информация о размерах проточной части и фактических характеристиках в безразмерном виде. Идентификация была выполнена в двух вариантах – по каждой ступени в отдельности и получения "обобщенной" модели по этим четырём ступеням. Коэффициенты математической модели после идентификации приведены в виде таблиц, характеристики ступеней и их элементов – в виде графиков. В качестве контроля полученных результатов дополнительно была выполнена идентификация ступени типа В из набора ступеней ХХЗ фирмы "Дрессер". Полученный результат идентификации был близок к ранее полученным на ступенях типа С, D, E, F. Таким образом, результаты этой части работы показали возможность использования идентифицированной математической модели для проектирования новых ступеней сжатия для ГПА.

С целью обеспечения повышенного КПД для вновь проектируемых ступеней было принято решение использовать рабочие колеса с пространственными лопатками имеющими уменьшенный средний диаметр входа на лопатки. Достижению этой цели способствует также принятый низкий уровень чисел  $M_u = 0,4 \div 0,6$ . В результате были спроектированы базовые ступени, обозначенные как 25Н, 45В и 65В. В тексте приводятся размеры ступеней в форме таблиц, характеристики ступеней для вариантов всасывающего, промежуточного и концевого типов – в виде графиков.

При профилировании решеток рабочих лопаток форма поверхностей лопаток рабочих колес задавалась кривыми второго порядка. Поток характеризуется эпюрами скоростей, расчет которых выполнен с помощью системы вычислительных программ, включающих: расчет координат поверхностей рабочих колес, расчет осесимметричного потока, автоматическую подготовку данных для расчета обтекания лопаток (подготовка координат профилей на осесимметричных поверхностях тока), расчет обтекания решеток в слоях переменной толщины. Выполнены вариантные расчеты каждого из трех колес. Исследовалось влияние осевого размера, формы меридиальных контуров, положение входной кромки, размеры колес на входе и выходе.

Профилирование обратных направляющих аппаратов выполнено по закону обеспечивающему близкое к линейному изменение площади межлопаточного канала вдоль его длины. Результаты расчетов приведены в виде таблиц и рисунков.

**В четвертой главе** излагаются результаты экспериментальных исследований разработанных ступеней. Эксперименты проводились со ступенью типа

25Н, которая является базовой для нагнетателя ГПА-16"Волга", на газодинамических стендах ЗАО "НИИ турбокомпрессор".

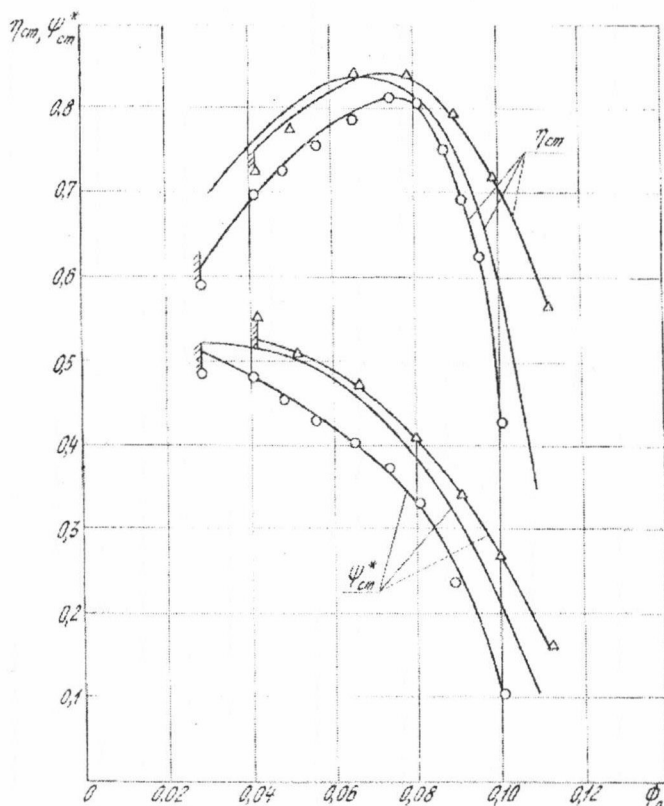
Каждый стенд включает в себя электродвигатель, мультипликатор, опору, экспериментальную ступень, газовые коммуникации, систему смазки, систему автоматической защиты и систему измерений. Стенды оснащены информационно-измерительным комплексом, выполненном на базе ПЭВМ типа IBM PC. На мерном участке трубопровода установлено сужающее устройство и задвижка для регулирования расхода. Корпуса ступеней теплоизолированы слоем асбоцементной обмазки толщиной 25 мм. Отводящие трубопроводы при максимальном расходе обеспечивают скорость потока не более 30 м/с. Приводится схема контрольных сечений, и указаны датчики, установленные в них. Испытуемая ступень типа 25Н, была изготовлена в двух вариантах. В первом варианте лопатки рабочего колеса были спроектированы по двум линиям тока и имеют линейчатую поверхность. Это колесо условно названо "основным". Во втором варианте лопатки спроектированы по трем линиям тока и имеют форму, основанную на поверхностях вращения общего вида. Это колесо условно названо "альтернативным". Все остальные размеры ступеней в обоих случаях полностью одинаковы.

На рис.3 для примера приведены полученные в экспериментах характеристики концевых ступеней типа 25Н при  $Mu=0.6$  с основным и альтернативным колесом.

Показано достаточно хорошее совпадение результатов расчетов и экспериментов, что подтвердило надежность использованных теоретических методов. Полученные результаты легли в основу создания полномасштабных ступеней сжатия, которыми впоследствии оснастили нагнетатель нового поколения для ГПА-16 "Волга".

**Пятая глава** содержит материалы по созданию сменных проточных частей (СПЧ) для нагнетателей. Важное место в плавах ОАО "Газпром" занимает реконструкция уже действующего оборудования, что обеспечивает значительную экономию материальных и финансовых средств по сравнению с полной его заменой, что особенно важно применительно к такому дорогостоящему оборудованию как ГПА. В нашем случае суть реконструкции заключается в замене проточной части нагнетателя на вновь созданную СПЧ на ГПА-Ц-16 ДКС "Уренгойгазпрома". Причина побудившая к проведению данной работы состоит в том, что давление газа в пласте (давление на входе в ГПА) падает в процессе его выработки, а давление за ГПА (на входе в магистральный газопровод) должно оставаться постоянным для обеспечения эффективной работы всей системы газопровода. Данные ГПА оснащены нагнетателями обеспечивающими степень повышения давления равную 1,44. Однако со временем возникла необходимость увеличить ее до 1,7. Задача должна решаться путем простой замены СПЧ в штатном корпусе. Работа состояла из нескольких этапов. На первом этапе с использованием расчетно-теоретических методов, описанных в главе 3,





А - ступень с основным колесом;  $\Delta$  - ступень с альтернативным колесом;  
 — - расчетная характеристика

Рис.3 – сравнительные характеристики концевой ступени  
 с колесами 25Н при  $Mu=0,6$

были спроектированы ступени сжатия. На втором этапе были выполнены экспериментальные исследования на стендах и по методикам, описанным в главе 4. Результаты сравнения расчетных значений и полученных в эксперименте, показаны на рис.4.

Хорошее совпадение результатов подтверждает справедливость используе-

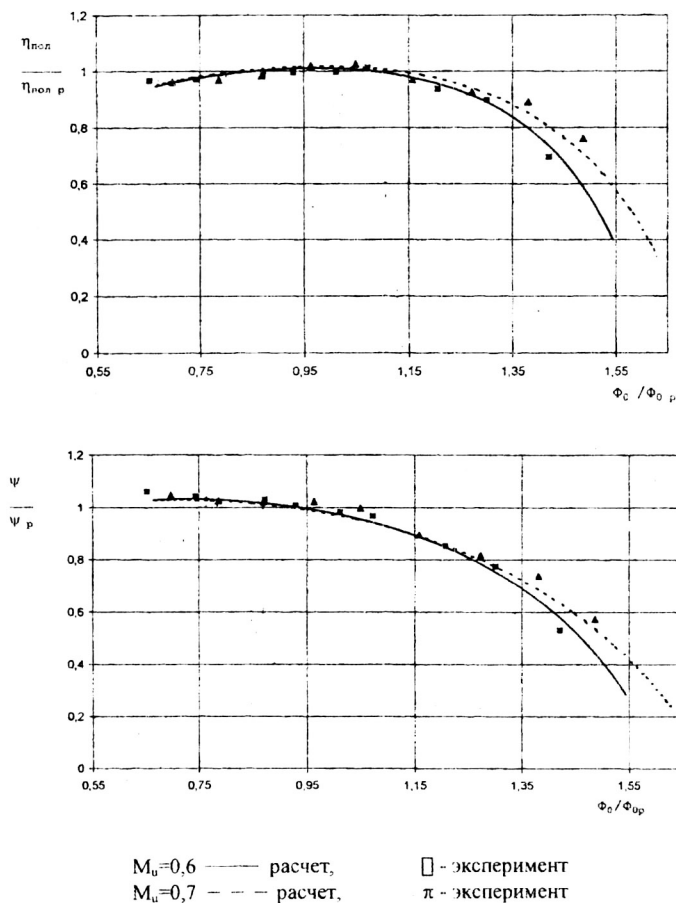


Рис.4. Сравнение характеристик, полученных в расчетах с данными экспериментов

мой методики проектирования. На следующем этапе, с целью безусловного обеспечения качества спроектированных и изготавливаемых СПЧ, по газодинамическим, прочностным и динамическим характеристиками, было принято решение о проведении испытаний изготовленных реальных СПЧ в натурных условиях на КС-4 (г.Чайковский, "Пермьтрансгаз"). В объем работ были включены контрольная сборка СПЧ в корпусе штатного нагнетателя и испытания нагнетателя в составе ГПА-Ц-16.

Результаты этих испытаний подтвердили, что СПЧ обеспечивает требуемые параметры, показали справедливость применения математической модели и используемой методики проектирования, а также соответствие геометрических размеров созданной СПЧ требуемым.

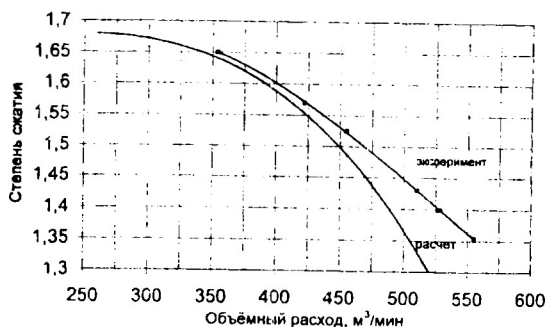


Рис 5. Зависимость степени повышения давления от объемного расхода

Последний этап исследований включал монтаж СПЧ и ее испытания на КС-5 "Уренгойгазпрома" (г.Новый Уренгой) в составе ГПА-Ц-16. Испытаниям была подвергнута СПЧ-17/56-1.7 заводской номер 98005. Испытания проводились в период с 25 августа по 17 сентября 1998 г. Схема испытаний включала два последовательно работающих агрегата.

В процессе испытаний снято 6 контрольных точек в диапазоне работы от максимального по расходу до максимального по степени сжатия. По условиям работы станции не удалось выйти на номинальные обороты, равные 5300 об/мин и эксперименты были проведены на режиме 5100 об/мин. Сравнение расчетной и полученной в испытаниях характеристик показано на рис 5.

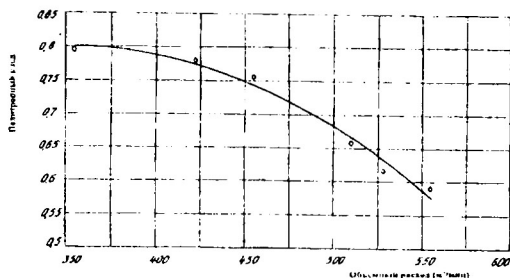


Рис 6 Зависимость политропного КПД от расхода

Видно, что в области оптимальных расходов характеристик хорошо совпадают, а в области повышенных расходов экспериментально полученная характеристика лежит выше расчетной. Экспериментальная зависимость политропного КПД от расхода приведена на рис.6. Из графика видно, что в области оптимальных расходов (в левой части графика) значение КПД близко к 0,8, что вполне соответствует техническим требованиям заказчика. По результатам натурных промышленных испытаний можно сделать вывод, что, созданная СПЧ соответствует всем техническим требованиям.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выполнен анализ парка ГПА отрасли, показаны исторические условия его создания, отмечены недостатки существующих ГПА. На основе этого анализа сформулированы требования к ГПА для их применения в различных тех-

нологических процессах: линейным, ДКС, СПХГ, обратной закачки газа в пласт (сайклинг-процесс).

Обобщены предложения как инофирм, так и отечественных производителей ГПА. На основе сделанного обзора и анализа сформулированы цели и задачи данной диссертационной работы.

2. В работе предложен системный подход к созданию рядов нагнетателей для линейных ГПА. Сформулированы обобщенные требования к нагнетателям различного применения и различных параметров. Выведены основные термодинамические зависимости для нагнетателей при фиксированной мощности привода. Построены номограммы, позволяющие найти предельную производительность нагнетателя в заданном диапазоне коэффициента расхода по заданной частоте вращения ротора, определиться с диаметром  $D_2$  и числом ступеней, а также определить КПД установки (нагнетатель-двигатель) при различных условиях работы.

На основе выполненных в этой главе исследований, поставлены задачи проектирования новых ступеней сжатия для нагнетателей ГПА.

3. Спроектированы новые унифицированные ступени сжатия для нового поколения нагнетателей ГПА, обладающие повышенным значением КПД. Проектирование выполнено с использованием программных комплексов, включающих математическую модель. Выполнены необходимые методические работы с целью идентификации математической модели. Уточнение коэффициентов математической модели было выполнено с использованием характеристик ступеней сжатия фирмы "Дрессер" (США).

4. Выполнены экспериментальные исследования разработанных ступеней. Результаты экспериментальных исследований от расчетных отличаются не более чем 1,3% по коэффициенту расхода и 2,5% по коэффициенту напора. Проведенные экспериментальные исследования позволили получить реальные газодинамические характеристики ступеней.

С целью реконструкции ГПА на ДКС "Уренгойгазпрома" выполнена комплексная разработка:

- с использованием математической модели спроектирована ступень сжатия, на основе которой создана СПЧ, обеспечивающая степень повышения давления 1,7 при установке ее в штатный корпус нагнетателя (штатная проточная часть обеспечивает 1,44);
- проведены экспериментальные исследования модельной ступени на газодинамическом стенде, которые подтвердили правильность расчетных характеристик ступени и используемых методик проектирования;
- проведены предварительные испытания СПЧ на КС-4 (г. Чайковский, "Пермьтрансгаз");
- проведены испытания СПЧ в натурных условиях на КС-5 "Уренгойгазпрома" в составе ГПА-Ц-16.

Результаты натурных испытаний и последующая длительная эксплуатация СПЧ подтвердила правильность использованных методик проектирования и возможность их применения при создании новых ступеней сжатия и СПЧ.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Шайхутдинов А.З., Барцев И.В., Куфтов А.Ф. Модификации компрессоров природного газа в газовой промышленности. Труды III международного симпозиума "Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования. 18-20 июня 1997 г.". Санкт-Петербург.СГПТУ.1997-с.20-21.
2. Алеев Ю.В., Ильин Б.А., Лунев А.Т., Сарычев А.П., Братишко В.С. Шайхутдинов А.З. Безмасляный "сухой" центробежный нагнетатель НЦ-16 мощностью 16 МВт для магистральных газопроводов. Труды III международного симпозиума "Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования. 18-20 июня 1997 г.". Санкт-Петербург.СГПТУ.1997-с.202-210.
3. Вячкилев О.А., Дроздов Ю.В., Ильин Б.А., Лунев А.Т., Мухаметвалеева Ф.Г., Мустафин Н.Г., Солтеев И.В., Шайхутдинов А.З. Проектирование и экспериментальные исследования специальных ступеней с трехмерными рабочими колесами для нагнетателей ГПА. Труды III международного симпозиума "Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования. 18-20 июня 1997 г. Санкт-Петербург.СГПТУ.1997-с.231-236.
4. Шайхутдинов А.З. О состоянии и перспективах развития газовой промышленности России. Доклад на 11 международной научно-технической конференции по компрессорной технике 27-29 мая 1998г. г.Казань. Журнал Химическое и нефтяное машиностроение, выпуск 3-4 (20-21) №11, 1998 г. с.16-19.
5. Шайхутдинов А.З., Хисамеев И.Г., Проккоев В.В. Анализ состояния и путей развития газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом. Тезисы докладов 11 международной научно-технической конференции по компрессорной технике. 27-29 мая 1998г. Казань . 1999.-с.173
6. Шайхутдинов А.З., Ильин Б.А., Дроздов Ю.В., Лунев А.Т., Гуликов Л.Н., Хисамеев И.Г. Разработка газодинамических схем линейных нагнетателей для ГПА. Тезисы докладов 11 международной научно-технической конференции по компрессорной технике. 27-29 мая 1998г. Казань . 1999.-с.198.
7. Барцев И.В., Ильин Б.А., Гуликов Л.Н., Лунев А.Т., Шайхутдинов А.З. Проблемы создания высоконапорных нагнетателей для РАО "Газ-пром". Тезисы докладов 11 международной научно-технической конференции по компрессорной технике. 27-29 мая 1998г. Казань

1999.-с. 195.

7. Шайхутдинов А.З., Хабибуллин М.Г., Хисамеев И.Г., Проккоев В.В. Некоторые результаты совместной деятельности потребителей и производителей в области создания новых и реконструкции действующих ГПА для предприятий РАО "Газпром". Труды VI международного симпозиума "Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования-1999". 19-21 мая 1999 г. Санкт-Петербург. СПГТУ. 1999 г.-с.35-45.
8. Бойко А.М., Шайхутдинов А.З., Хисамеев И.Г., Сидоров В.П., Проккоев В.В., Сабиров В.С., Лунев А.Т., Ильин Б.А. Сменные проточные части для нагнетателей природного газа. Газотурбинные технологии (специализированный информационно-аналитический журнал) июль-август 1999 г. Рыбинск. 1999 г. с.14-19.

**Соискатель**



**А.З.Шайхутдинов**

Заказ № 49

Тираж 80 экз.

---

Офсетная лаборатория

Казанского государственного технологического университета

420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68



